

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

THIS PAGE BLANK (USPTO)

19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12) **Offenlegungsschrift**
10) **DE 44 04 831 A 1**

51) Int. Cl.⁵:
F 16 H 21/10
B 62 M 15/00
// A63B 23/00, A63H
29/00

21) Aktenzeichen: P 44 04 831.9
22) Anmeldetag: 16. 2. 94
43) Offenlegungstag: 8. 12. 94

DE 44 04 831 A 1

Mit Einverständnis des Anmelders offengelegte Anmeldung gemäß § 31 Abs. 2 Ziffer 1 PatG

71) Anmelder:
Kludszuweit, Alfred, Dipl.-Ing., 51588 Nümbrecht, DE

72) Erfinder:
Antrag auf Nichtnennung

54) Antriebs-Einheit für mechanisch sowie biomechanisch angetriebene Maschinen und Einrichtungen wie Fahrzeuge, Trainings- und Sportgeräte, Boote, Spielzeuge zur Umwandlung einer vorwiegend translatorischen in eine rotatorische Bewegung

57) Die Erfindung betrifft eine Antriebseinheit, die universell für mechanisch sowie biomechanisch angetriebene Einrichtungen und Maschinen, insbesondere Fahrräder für Personen und Nutzlasten jeder Bauart einsetzbar ist, die zur Umwandlung einer translatorischen Bewegung in eine rotatorische Bewegung anstelle des üblichen Kurbeltriebes einen Schwingkurbelantrieb (Viergelenk-Kette) verwendet. Durch die günstigen Übertragungseigenschaften entfallen viele Nachteile des Kurbeltriebes und der biomechanische Wirkungsgrad wird um ca. 50% erhöht. Gleichzeitig wird durch die Möglichkeit der Ankoppelung von Hochdruck-Hydraulikzylindern die Variationsbreite der Antriebe erweitert.

DE 44 04 831 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 10. 94 408 049/465

10/31

Beschreibung

Es ist bekannt, daß für den Antrieb mechanisch und biomechanisch angetriebener Maschinen zur Umwandlung einer vorwiegend translatorischen Bewegung infolge von Normalkräften, wie von Kolben und Gliedmaßen, in eine Drehbewegung fast ausschließlich Kurbelgetriebe verwendet werden.

Der Stand der Technik bei biomechanisch angetriebenen Maschinen wird bestimmt durch folgende Lösungen zur Erhöhung des Wirkungsgrades der biomechanischen Arbeit sowie der Gebrauchseigenschaften der Antriebe:

- Anwendung von schaltbaren Ketten- und Zahnradgetrieben,
- Veränderung des Durchmessers des Abtriebszahnrad auf der Kurbelwelle in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel wie durch Einsatz von elliptischen Kettenrädern,
- Verdrehung des Abtriebszahnrades gegenüber der Kurbel in Abhängigkeit von der Tangentialkraft wie durch Einbau von tangential wirkenden Federn zwischen Kurbel und Abtriebszahnrad,
- Verdrehung der Kurbeln um einen Winkel kleiner als 180 Grad sowie Anbringung von Freiläufen auf der Kurbelwelle.

Die bekannten Veränderungen und Verbesserungen beziehen sich ausschließlich auf Kurbelgetriebe; von Schwingkurbel-Getrieben gemäß Patentanspruch ist grundsätzlich nichts bekannt.

Energetisch verwenden Kurbelgetriebe wegen ihres einfachen mechanischen Aufbaus systembedingt nur eine Kraftkomponente der Antriebskraft, die Tangentialkraft F_1 der Antriebskraft F , wie in Bild 8 dargestellt. Die Muskelarbeit, die zur Erzeugung des Radialkraftanteils F_2 der Antriebskraft notwendig ist, geht dabei im Muskel verloren. Eine Analogie zum rein mechanischen Antrieb wie bei Verbrennungsmotoren ist nicht vorhanden!

Beim Kurbeltrieb ist das Verhältnis der am Abtrieb zur äußeren Arbeitsleistung verfügbaren mechanischen Energie zur Bioenergie, die zur Bereitstellung der Normalkraft am Kraftangriffspunkt des Antriebes erforderlich ist, extrem ungünstig.

Tangential wirkende Muskelkräfte sind dabei zu vernachlässigen, weil ihr Anteil gering ist.

Beispielsweise beträgt der Wirkungsgrad für die am Antrieb verfügbare Energie zur aufgewandten Bioenergie bei Normalkraftangriff im oberen Totpunkt des Kurbelgetriebes gleich Null und erhöht sich entsprechend dem Tangentialkraftanteil bei 90 Grad Kurbelwinkel auf einen Maximalwert.

In Bild 8 ist der Anteil der Tangentialkraft F_1 an der Normalkraft in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel 90 Grad minus Alpha dargestellt. Entscheidende Vergrößerungen des Wirkungsgrades treten auch bei den genannten, zum Teil sehr aufwendigen Änderungen und Verbesserungen nicht ein.

Kinetisch haben Kurbelgetriebe den Nachteil, daß sie bei einfacher und doppelter Anordnung Totpunkte haben, zu deren Überwindung besondere Anforderungen an die Antriebskraft oder spezielle technische Maßnahmen notwendig sind.

Mehr als zwei parallel angeordnete Kurbeltriebe, die diesen Nachteil vermeiden, wie z. B. bei Fahrzeugmotoren mit mehr als zwei Zylindern sind im Anspruchsbe-

reich grundsätzlich nicht bekannt und nur in Sonderfällen realisiert.

Den in den Ansprüchen 1 bis 4 angegebenen Lösungen liegt das Problem zugrunde, mit einem vertretbaren technischen Aufwand

— den mechanischen Wirkungsgrad der Muskelarbeit durch konstruktive Maßnahmen dadurch zu vergrößern, daß

der Anteil der Radialkraft an der Antriebskraft, bezogen auf den Momentanpol der Drehbewegung des Antriebsgliedes sowie der Weg des Kraftangriffspunktes bezogen auf den Vergleichshub beim Kurbeltrieb minimiert werden, der Totpunkt am Beginn des Arbeitshubes grundsätzlich vermieden, über den größten Teil des Hubweges ein möglichst gleichförmiges Moment am Abtrieb erzeugt und eine Kompatibilität mit vorhandenen Systemen erreicht wird.

Die mit der Erfindung erzielbaren Vorteile bestehen insbesondere in der

- Erhöhung des biomechanischen Wirkungsgrades des Antriebs-Systems um ca. 50% gegenüber dem einfachen Kurbeltrieb durch Einsatz eines speziellen Viergelenk-Getriebes,
- Verbesserung der Gebrauchseigenschaften durch

— Vermeidung des oberen Totpunktes bei der Doppelanordnung der Antriebseinheit (Bild 1 und Bild 14),

— Erhöhung des Gleichförmigkeitsgrades des Abtriebsmomentes,

— Erhöhung des mittleren Antriebsmomentes am Abtrieb sowie

— Verminderung der mittleren Antriebsgeschwindigkeit um ca. $\pi/2$

- Schaffung der konstruktiven Möglichkeiten der Eintragung der Antriebskräfte in beiden Richtungen (Bild 3),

Eintragung der Antriebskräfte in der Ebene der Koppel (Bild 12),

Anordnung des Abtriebsrades in der Achse der Hinterradschwinge (Bild 12),

Verringerung der Anzahl der Gänge im Übersetzungsgetriebe,

Variation der Einbaulage entsprechend der gewählten Körperlage (Bild 6 und Bild 14).

Variation der Abmessungen der Viergelenkgetriebe einschließlich der Charakteristik der Koppelschleife zur Anpassung an die Leistungscharakteristik des Körpers sowie in der

- Kompatibilität mit vorhandenen Baugruppen,

In Bild 9 sind für die im Konstruktionsbeispiel angegebene Geometrie die Koppelkurve sowie die Polbahnen der Momentanpole der Antriebsebene und in Bild 10 die Anteile der Tangentialkraft F_1 und der Radialkraft F_2 an der Antriebskraft F_1 dargestellt.

Aus Bild 11 ist ersichtlich, daß der Verlauf des Radialkraftanteiles F_2 an der Antriebskraft F bei Kurbelgetrieben, als qualitativer Maßstab für die Effektivität der Getriebesysteme, wesentlich ungünstiger ist, als beim gewählten Viergelenk-Getriebe.

Nachteilig beim Viergelenk-Getriebe sind die

- größeren Reibungsverluste in den Lagern sowie der
- Aufwand durch zusätzliche Bauelemente wie Koppel und Schwinge. Ein großer Teil dieses technischen Aufwandes wird jedoch durch den Wegfall von konventionellen Bauelementen kompensiert.

Beim jetzigen Stand der Herstellungstechnik sind die zusätzlichen Bauelemente wie Hebel und Rundlingspaare ohne technologische Änderungen verfügbar bzw. herstellbar.

Die größeren Reibungsverluste sind um eine Größenordnung kleiner als die Vorteile aus der Erhöhung des Wirkungsgrades der biomechanischen Arbeit und können vernachlässigt werden.

Die Anwendung der erfindungsgemäßen Antriebs-Einheit ermöglicht in Konkurrenz zum konventionellen Kurbelantrieb eine sprunghafte Erhöhung des Wirkungsgrades der biochemischen Arbeit in der Wirtschaftstätigkeit, im Sport und in der Freizeitbeschäftigung.

Die weitere Ausgestaltung der Erfindung erfolgt durch Optimierung der Übertragungseigenschaften des Schwingkurbel-Antriebes an die individuell verschiedenen Leistungsparameter der Antriebsmechanik, wie der Biomechanik, an den Verwendungszweck mit Hilfe der bekannten Verfahren der Getriebetechnik und Anwendung in bisher nicht erschlossenen Bereichen.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Zeichnungen Bild 3, Bild 6, Bild 11 und Bild 12 dargestellt.

Bild 12 zeigt einen Fahrrad-Antrieb für eine näherungsweise vertikale Richtung der Wirkungsline der Antriebskraft.

Im Gestell Pos. 1 sind die Kurbel, Pos. 2, mit Kettenrad, Pos. 2.1, sowie die Schwinge, Pos. 3, gelagert. Die Koppel, Pos. 4, ist in Pos. 2 und Pos. 3 gelagert.

Das Lager der Kurbel, Pos. 2, befindet sich außerhalb von Kurbel und Kettenrad.

Die Mindestabmessungen dieses Getriebes werden bei dieser Lageranordnung durch den Radius des Kettenrades, Pos. 2.1, mitbestimmt. Die Achse der Hinterradschwinge, Pos. 5, liegt zentrisch zur Achse der Kurbel, Pos. 2. Dadurch hat der Federweg der Hinterachse keinen Einfluß auf die Antriebs-Geometrie.

Die Lage des Getriebes zum Rahmen, Pos. 1, die Abmessungen der Getriebeelemente sowie die Lage des Koppelpunktes am Kraftangriffspunkt ergeben sich nach den bekannten Regeln der Getriebesynthese bei der Vorgabe von Punktlagen für die Koppelkurve und den max. Hub.

Die gewählte Form der Koppel, Pos. 4, ermöglicht die zentrische Eintragung der Antriebskraft F des Fußes in die Koppel. Dadurch entfällt eine Beanspruchung der Koppel durch ein planmäßiges Torsionsmoment. Der Rahmen, Pos. 1, kann auf ein torsionssteifes Mittelrohr reduziert werden.

Der Antrieb gibt bei einem vollständigen Hub von oben nach unten auf jeder Antriebsseite über einen Kurbelwinkel von ca. 255 Grad, wie in Bild 13 schraffiert dargestellt, ein positives Abtriebsmoment ab.

Dadurch überschneiden sich bei Parallelbetrieb die Antriebsmomente beider Antriebsseiten so, daß praktisch in jeder Kurbelstellung ein sehr hohes Abtriebsmoment wie z. B. für langsame Bergfahrt verfügbar ist.

Bild 14 zeigt einen Fahrrad-antrieb für eine näherungsweise horizontale Richtung der Wirkungsline der Antriebskraft. Im Gestell, Pos. 2, sind die Antriebs-Einheiten Pos. 1.1 und 1.2 gelagert.

Die Koppelkurve für den Kraftangriffspunkt ist strichpunktiert dargestellt.

Die Anzahl der Räder 3.1 und 3.2, kann zwei bis vier betragen und ergibt sich aus dem jeweiligen Anwendungsfall.

Die Hinterradschwinge ist mit Federung und einem Federweg Alpha dargestellt.

Bild 6 zeigt einen Roller für eine näherungsweise vertikale Richtung der Wirkungsline der Antriebskraft F mit einer Koppel, Pos. 4, für die Aufnahme und Einleitung der Antriebskraft in die Schwinge Pos. 1.

Bild 7 zeigt den Ölstromerzeuger eines Hydraulikantriebes. Durch die Wahl eines kurzen Hebelarmes für den Antrieb des Hydraulikzylinders lassen sich als Voraussetzung für große Wirkungsgrade hohe Hydraulikdrücke erzeugen.

Durch den Wegfall mechanischer Übertragungsglieder können auch gelenkte Räder problemlos angetrieben werden.

Beim Betrieb der Antriebs-Einheit ist wegen der Unsymmetrie des Antriebes eine Gewöhnung erforderlich.

Patentansprüche

1. Antriebs-Einheit für mechanisch sowie biomechanisch angetriebene Maschinen und Einrichtungen wie Fahrzeuge, Trainings- und Sportgeräte, Boote, Spielzeuge zur Umwandlung einer vorwiegend und vorzugsweise translatorischen Antriebsbewegung in eine rotatorische Abtriebsbewegung dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebs-Einheit aus einem umlauffähigen Koppelgetriebe, vorzugsweise einer Viergelenk-Kette, wie in Bild 1 dargestellt, der sogenannten Schwingkurbel bzw. Schubkurbel, mit den Teilen wie in Bild 2 dargestellt, der

- Koppel, Pos. 1, als Antriebsglied mit dem Koppelpunkt C und Koppelkurven, wie in Bild 4 dargestellt, als Angriffspunkt der Antriebskraft F, der
- Kurbel, Pos. 2 als Abtriebsglied mit angekoppeltem Antriebsrad, Pos. 2.1, sowie der
- Schwinge, Pos. 3, im Extremfall ein Schieber der Schubkurbel, wie in Bild 5 dargestellt, als Führungsglied,

zusammengesetzt ist, wobei die Kurbel in einem Punkt A des Gestells oder Rahmens gelagert ist und sich das Kurbel-Lager, Pos. L1, entweder zwischen Kurbel, Pos. 2, und Antriebsrad, Pos. 2.1, wie in Bild 2 dargestellt, oder außerhalb dieser Teile befindet und die Schwinge, Pos. 3, in einem Punkt B des Gestells oder Rahmens gelagert ist und die Koppel, Pos. 1, mit jeweils einem Lager an der Kurbel, Pos. 2, und einem Lager an der Schwinge, Pos. 3, gelagert ist und sich der Angriffspunkt der Antriebskraft F an einem bestimmten Punkt C auf der Koppel befindet, dessen Bahnkurve K wie in Bild 1 beispielhaft dargestellt, mit den Bahnkurventeilen K1 und K2 für die Bewegung in einer Richtung sowie für die Bewegung in der Gegenrichtung jeweils einen Endpunkt P1 und P2 hat, wobei der Angriffspunkt der Antriebskraft F so ausgebildet ist, daß er Antriebskräfte abweichend von der Hauptkrafttrichtung und auch in Gegenrichtung aufnehmen kann.

2. Antriebs-Einheit nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebs-Einheit für eine Antriebsgarnitur mehrfach, vorwiegend doppelt angeordnet ist und zwischen den Antriebsgliedern der gekoppelten Antriebseinheiten eine beliebige Winkelverschiebung, bei zweifacher Anordnung, wie in Bild 1 gestrichelt dargestellt, vorwiegend um 180 Grad eingestellt ist.
3. Antriebs-Einheiten nach Anspruch 1 und 2 für Fahrzeuge, wie Fahrräder und Fahrzeuge für Personenbeförderung und Beförderung von Nutzlasten, dadurch gekennzeichnet, daß der Kurbeldrehpunkt A im Rahmen, Pos. 1, wie in Bild 3 dargestellt, bei Hinterradfederung gleichzeitig der Drehpunkt der Hinterradschwinge, Pos. 3, ist.
4. Antriebs-Einheiten nach Anspruch 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Koppel, Pos. 4, wie in Bild 11 dargestellt, so geformt ist, daß bei Betätigung z. B. durch die Fußkraft F die Antriebskraft zentrisch in die Koppel, Pos. 4, eingeleitet wird.
5. Antriebs-Einheiten nach Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß an die Koppel, Pos. 1, wie in Bild 6 dargestellt, weitere Koppelglieder einer kinematischen Kette, z. B. Pos. 4, angelenkt sind, deren letztes Glied im Gestell gelagert ist und von denen ein Glied zur Aufnahme der Antriebskraft F ausgebildet ist.
6. Antriebs-Garnitur aus zwei Antriebs-Einheiten nach Anspruch 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß sich das zu der jeweiligen Kurbel zugehörige Lager L1, wie in Bild 2 dargestellt, zwischen dieser Kurbel und dem Abtriebsrad befindet und der Rahmen an dieser Stelle zur Aufnahme des Abtriebsrades geteilt ist.
7. Antriebs-Einheit nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebseinheit aus einem Koppelgetriebe, vorzugsweise einer Viergelenk-Kette, wie in Bild 1 dargestellt, mit den Teilen, wie in Bild 7 dargestellt, der
- Koppel, Pos. 1, als Antriebsglied mit dem Koppelpunkt, Pos. 1.1, und Koppelkurve K als Angriffspunkt der Antriebskraft F, der
 - Kurbel, Pos. 2, als Führungsglied, der
 - Schwingen, Pos. 3, als Abtriebsglied mit angekoppeltem Hydraulikzylinder, Pos. 4, zur Ölstromerzeugung sowie
 - einem oder mehreren Hydraulikmotoren als Ölstromverbraucher zum Radantrieb
- zusammengesetzt ist, wobei die Kurbel mit der Achse, Pos. 2.1, die Schwingen mit der Achse 3.1 und der Hydraulikzylinder entweder in der Achse 2.1 oder in einer anderen Achse im Rahmen gelagert und die Hydraulikmotoren an jedem beliebigen Fahrzeug-Rad angebracht sind.

Hierzu 12 Seite(n) Zeichnungen

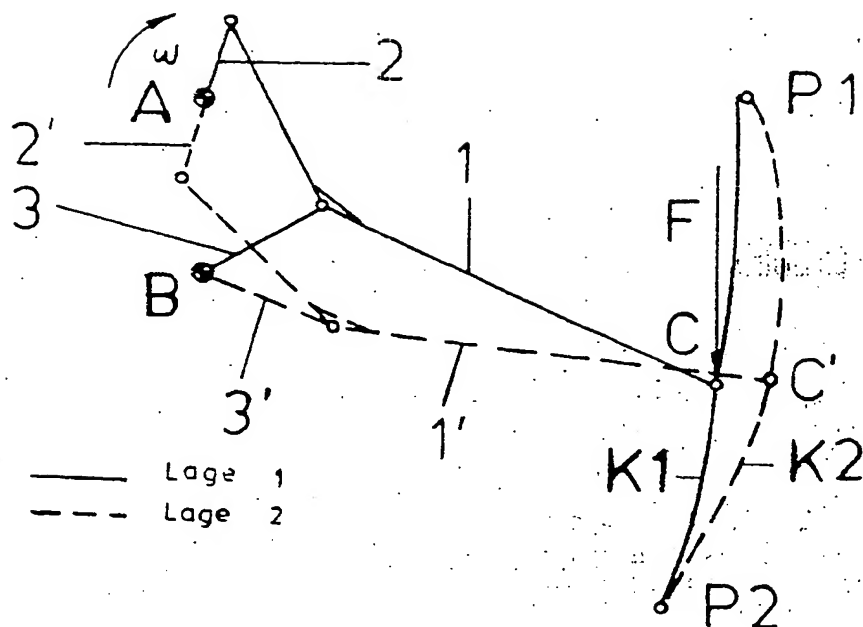


Bild 1

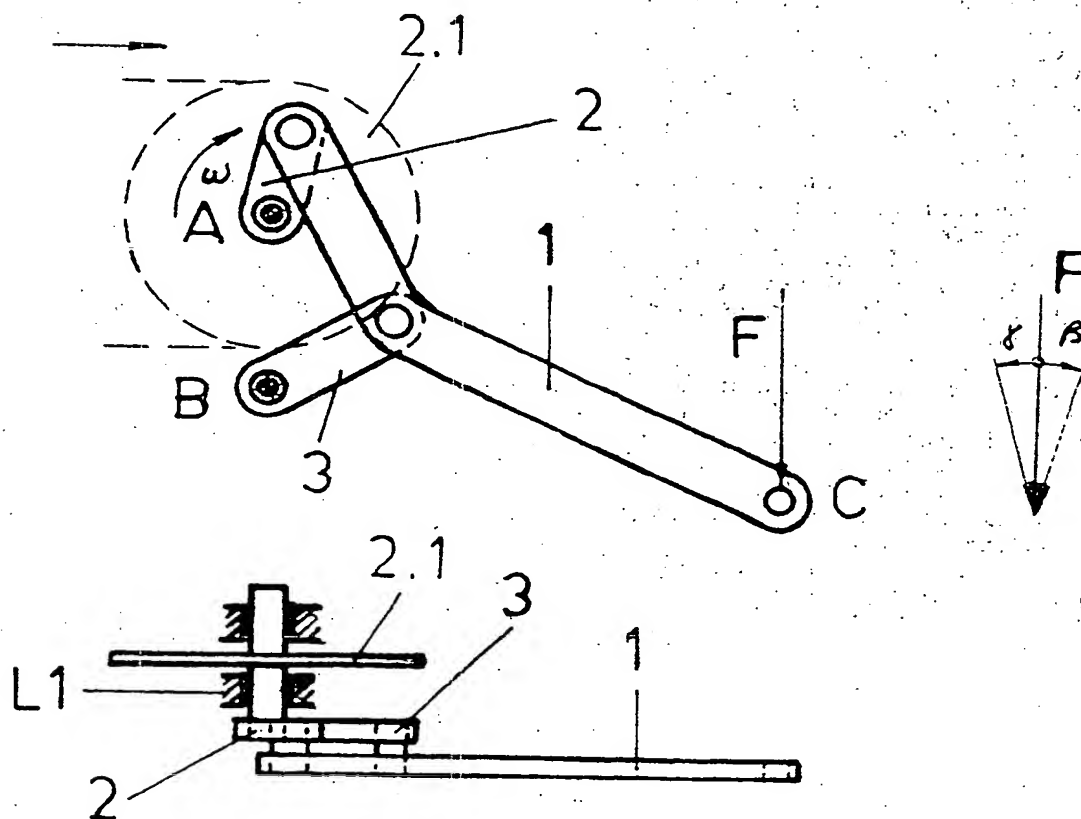
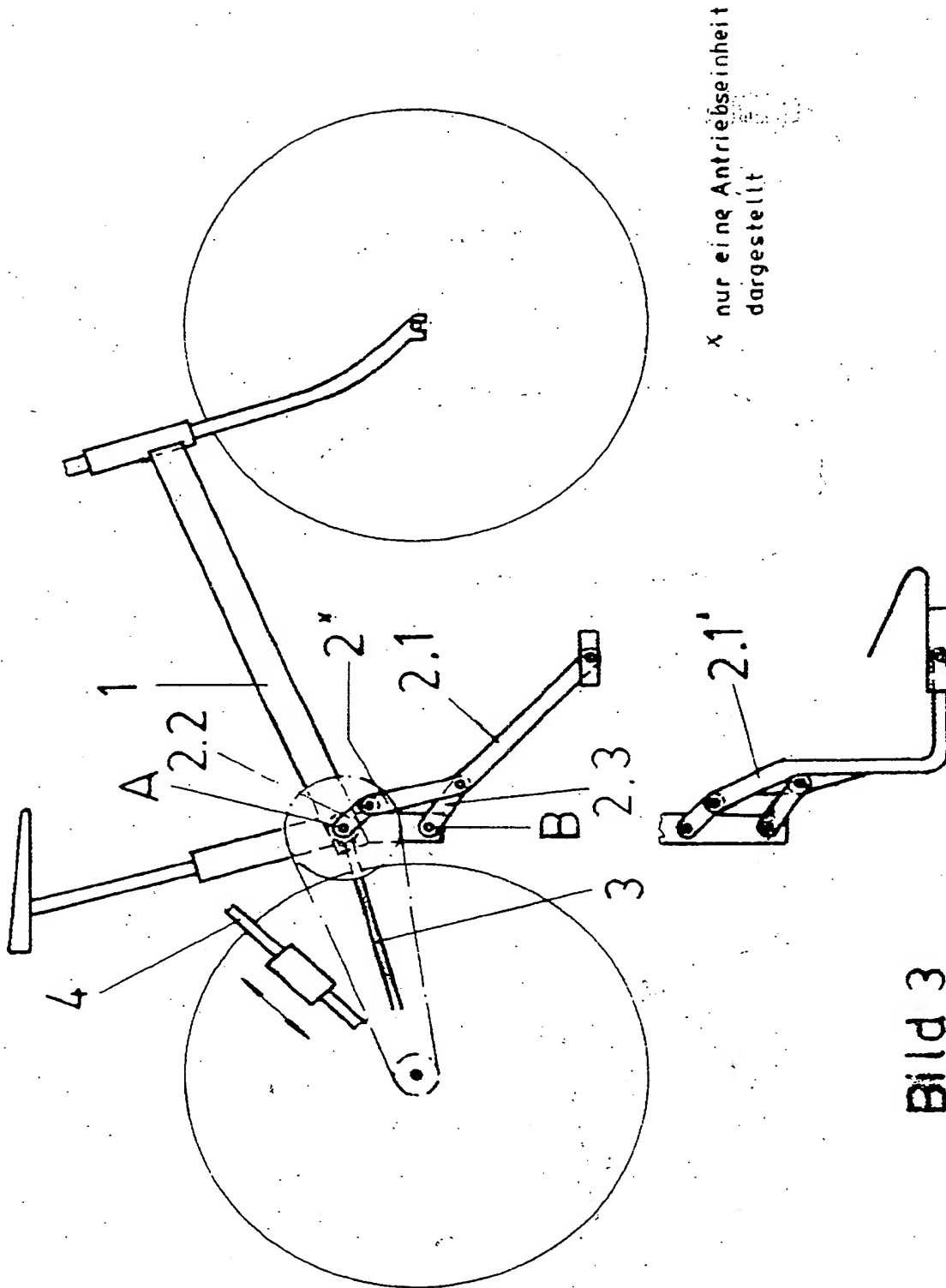


Bild 2



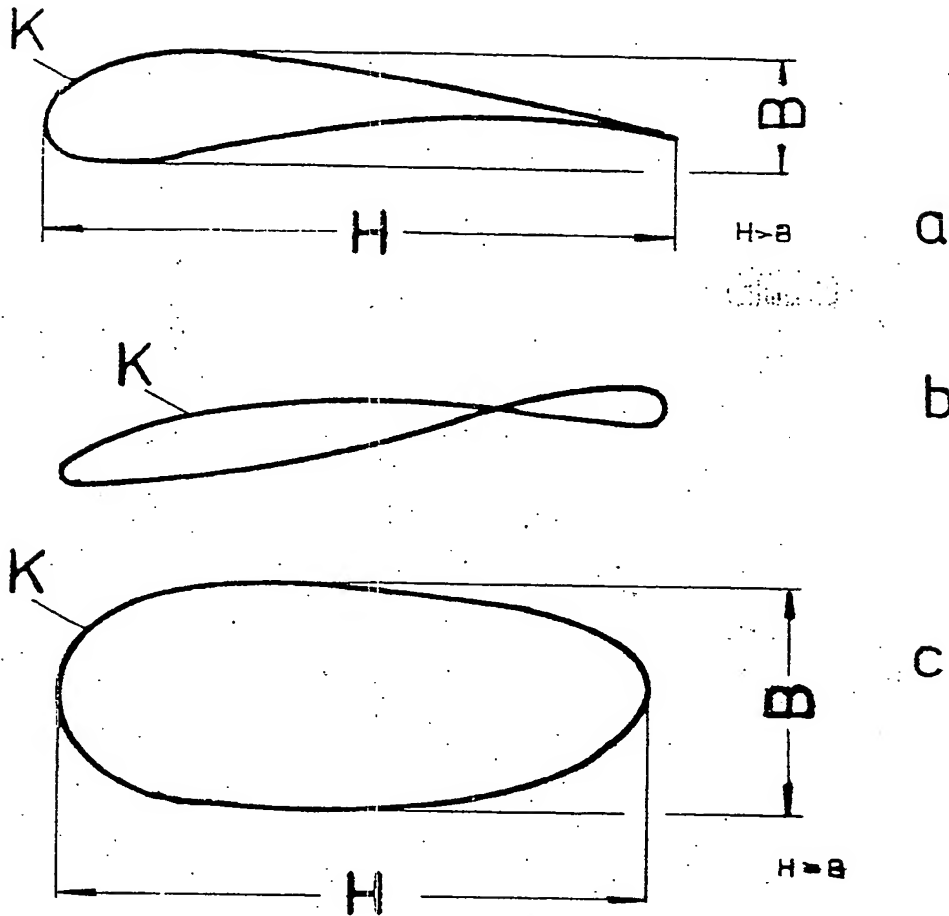


Bild 4

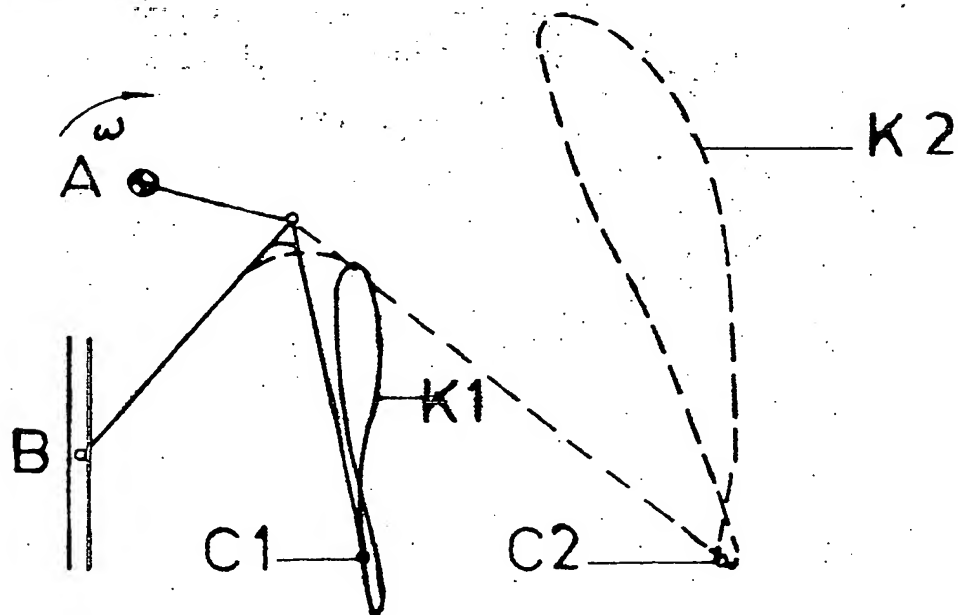


Bild 5

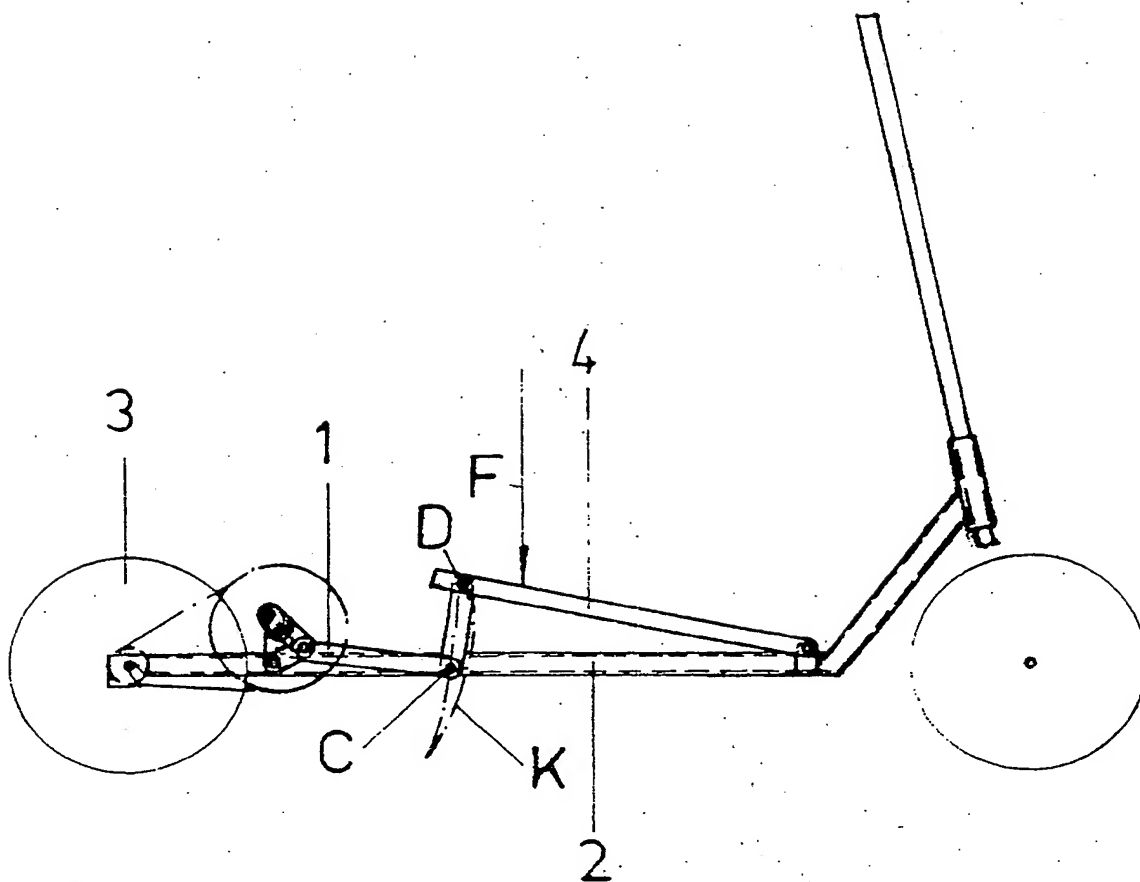


Bild 6

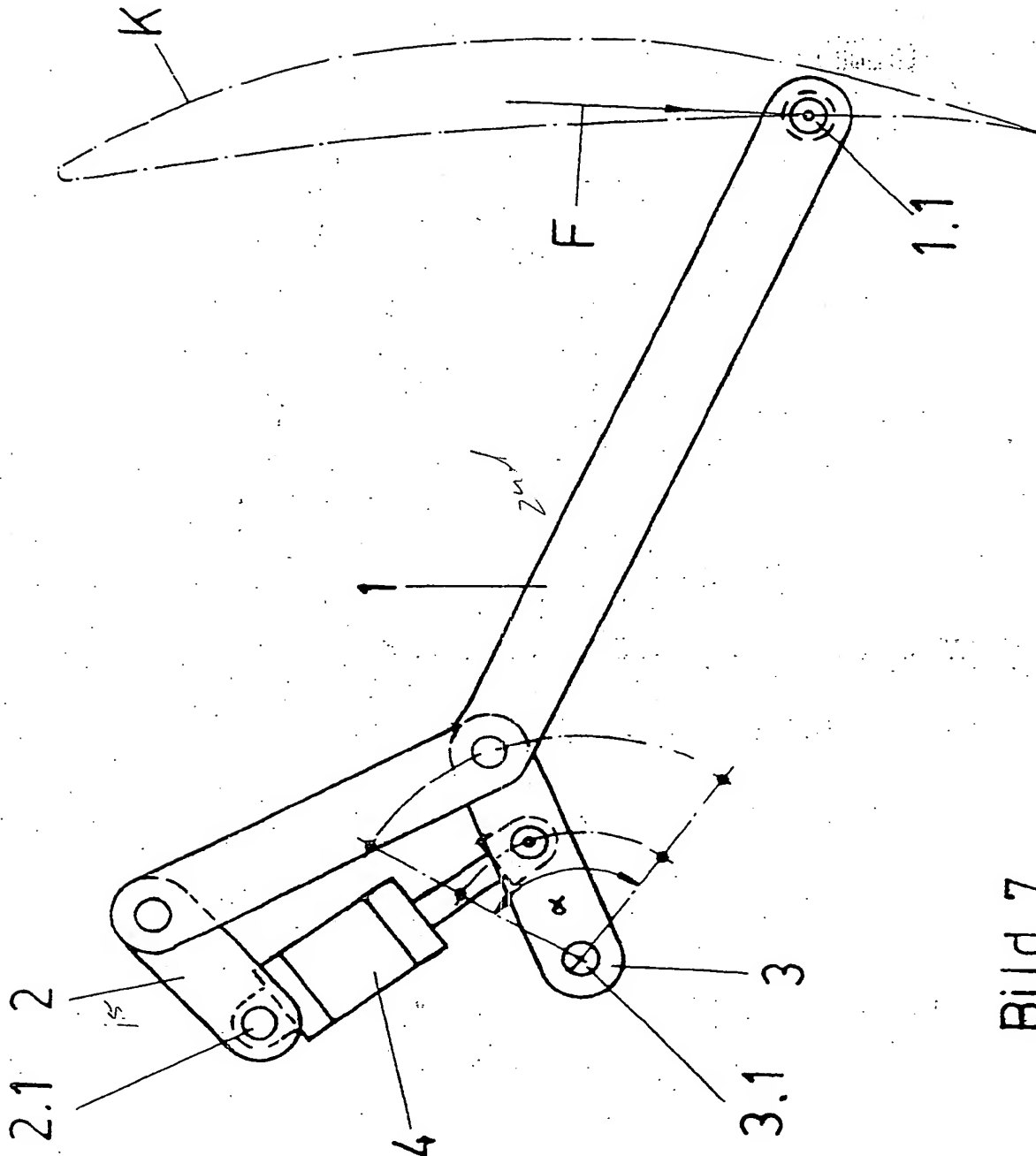


Bild 7

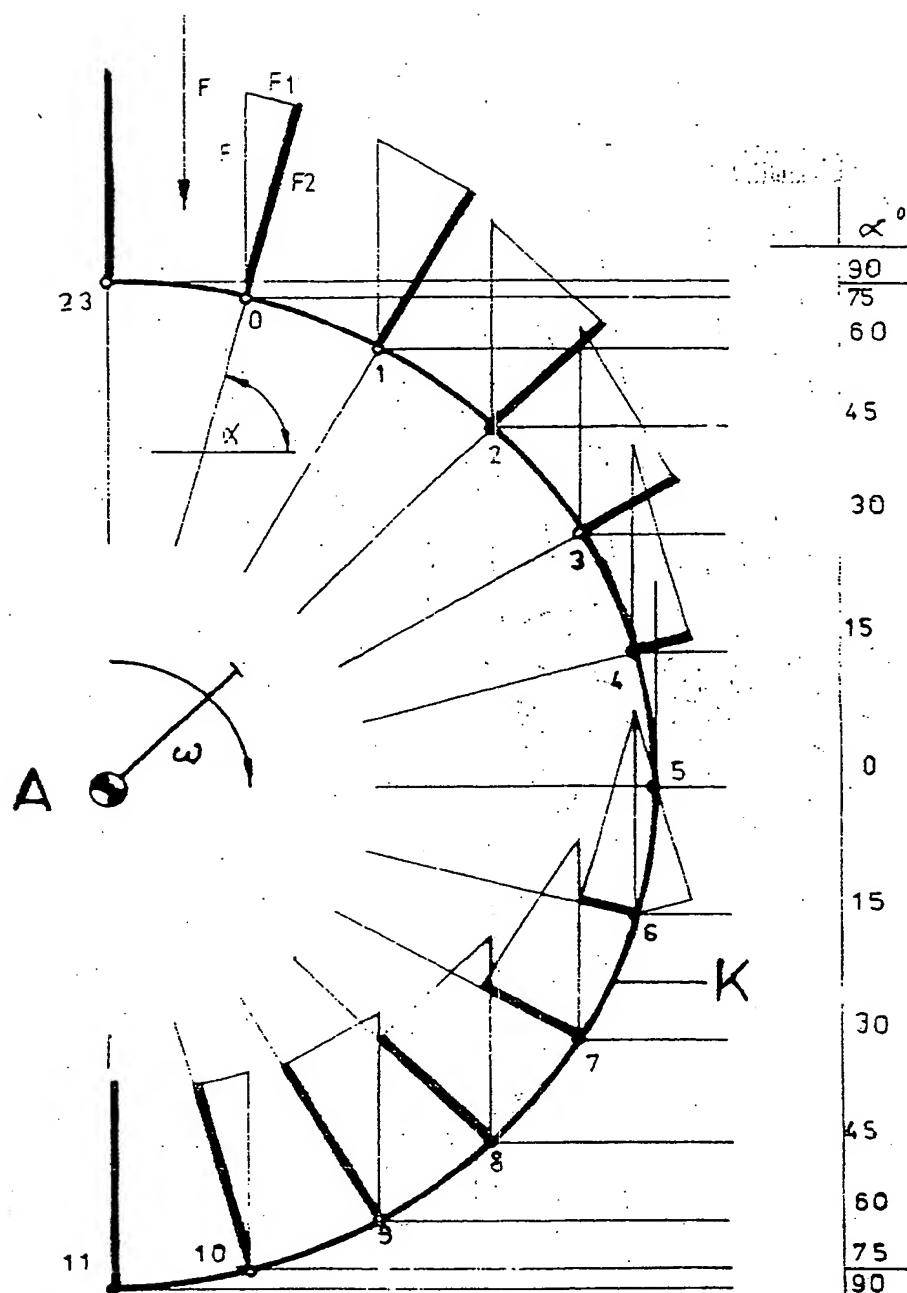


Bild 8

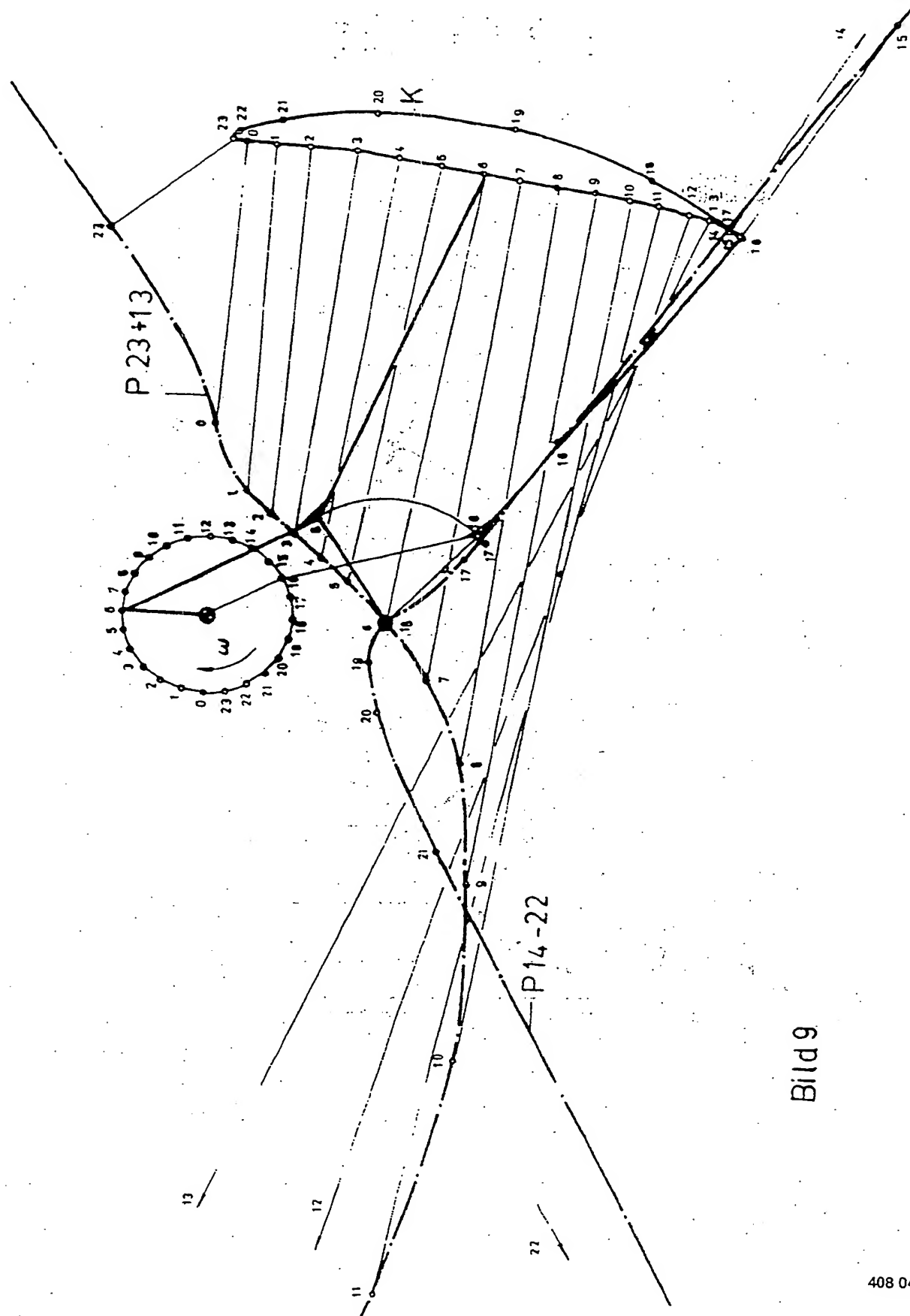


Bild 9

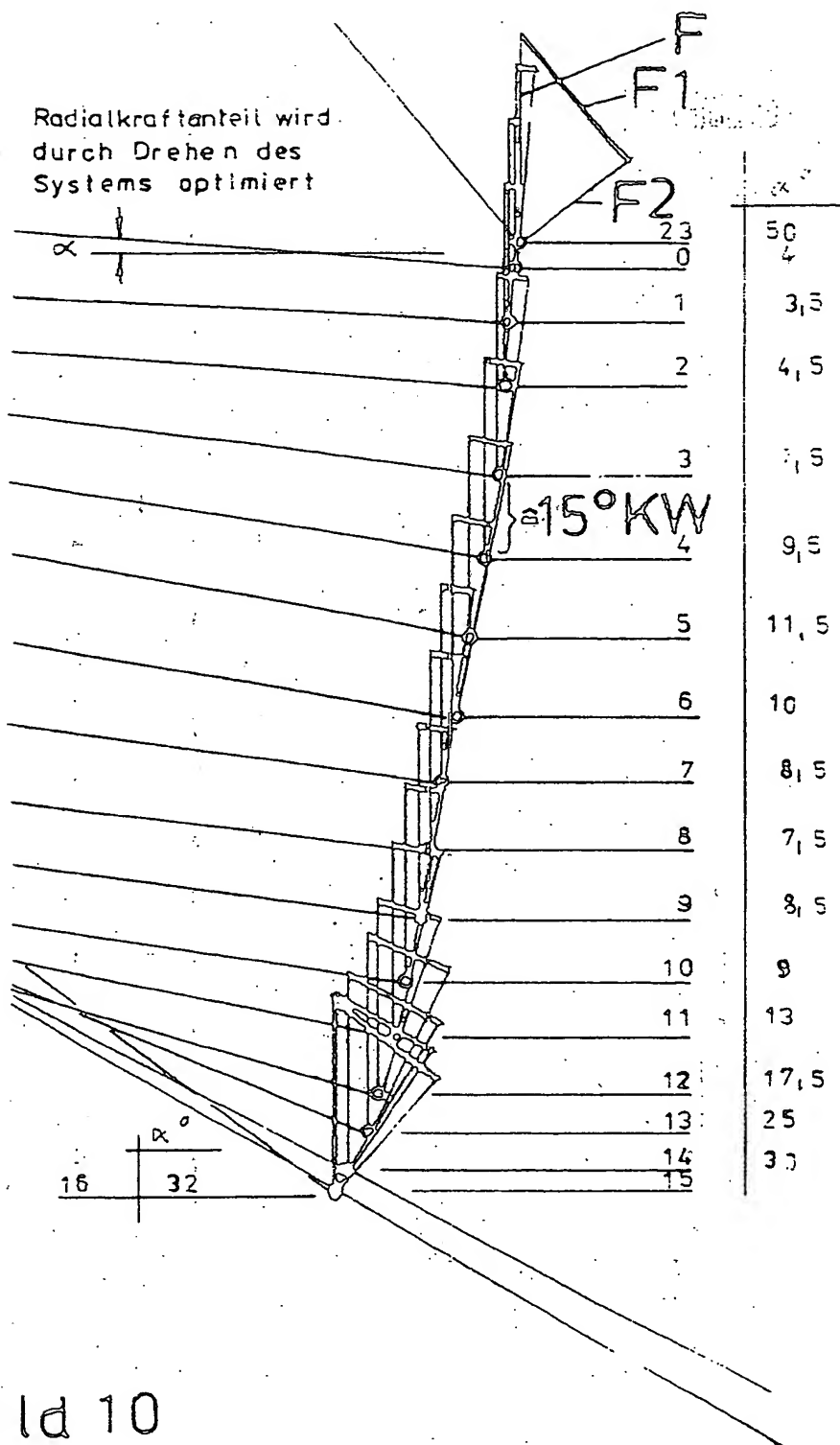


Bild 10

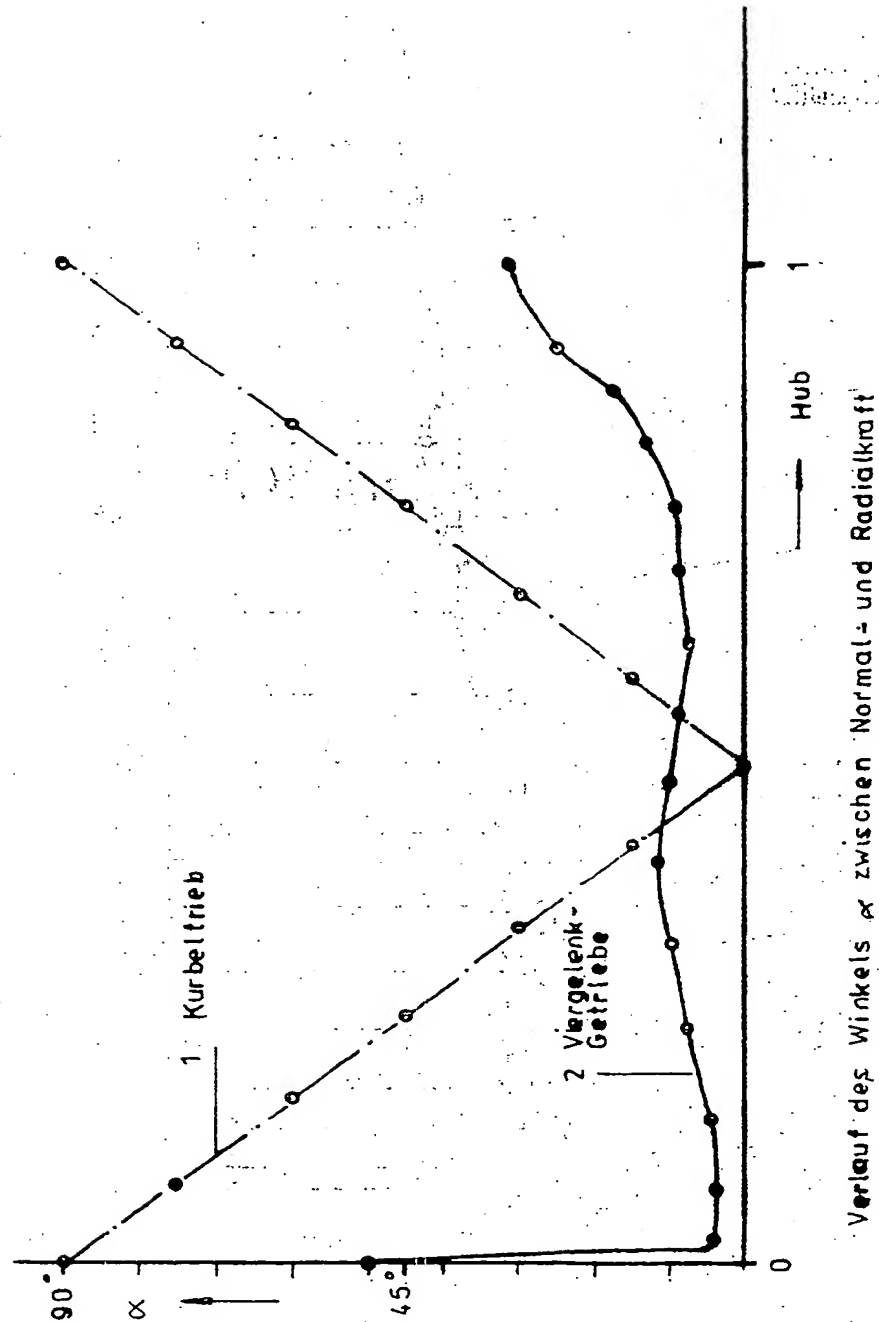


Bild 11

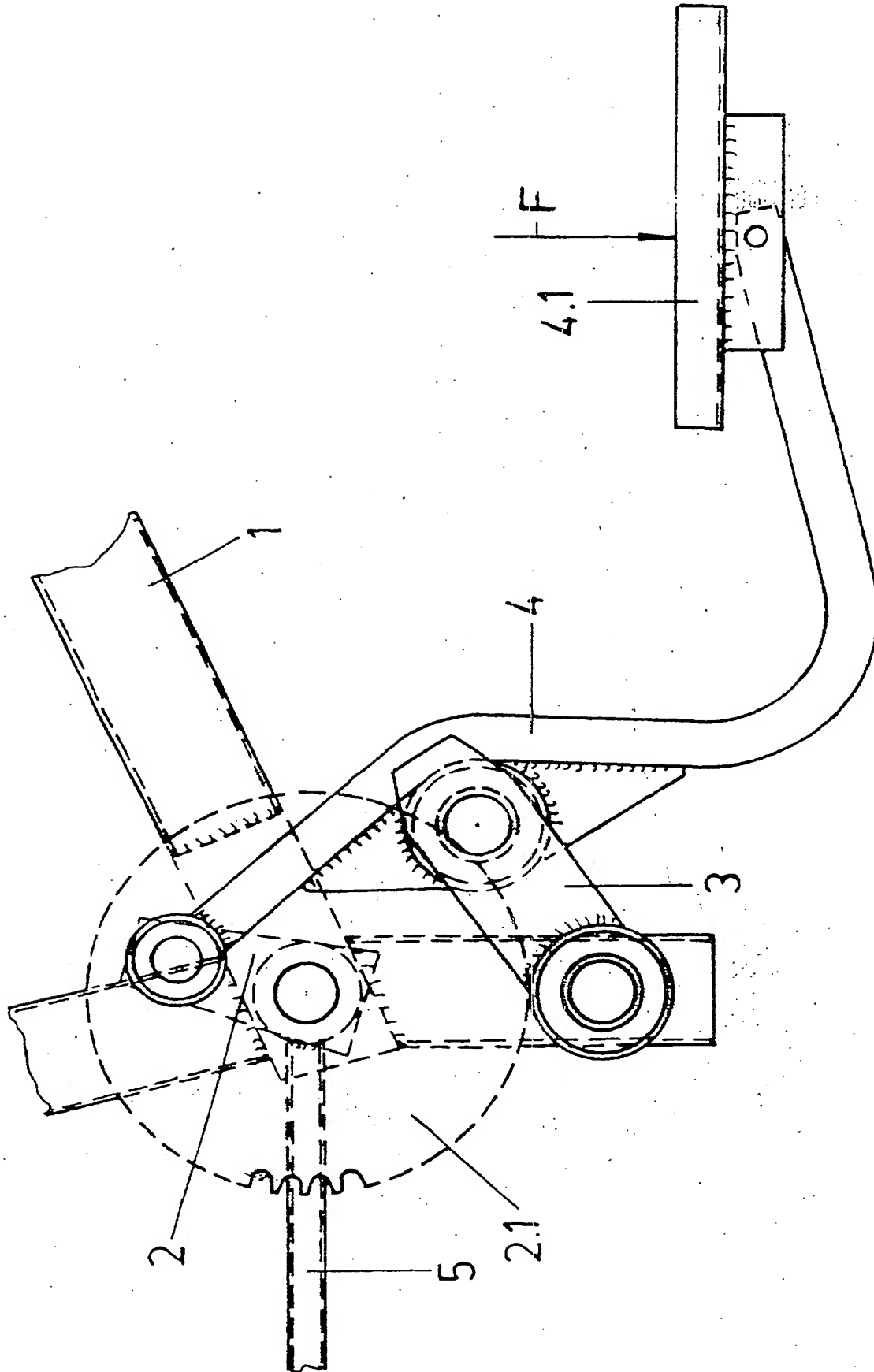


Bild 12

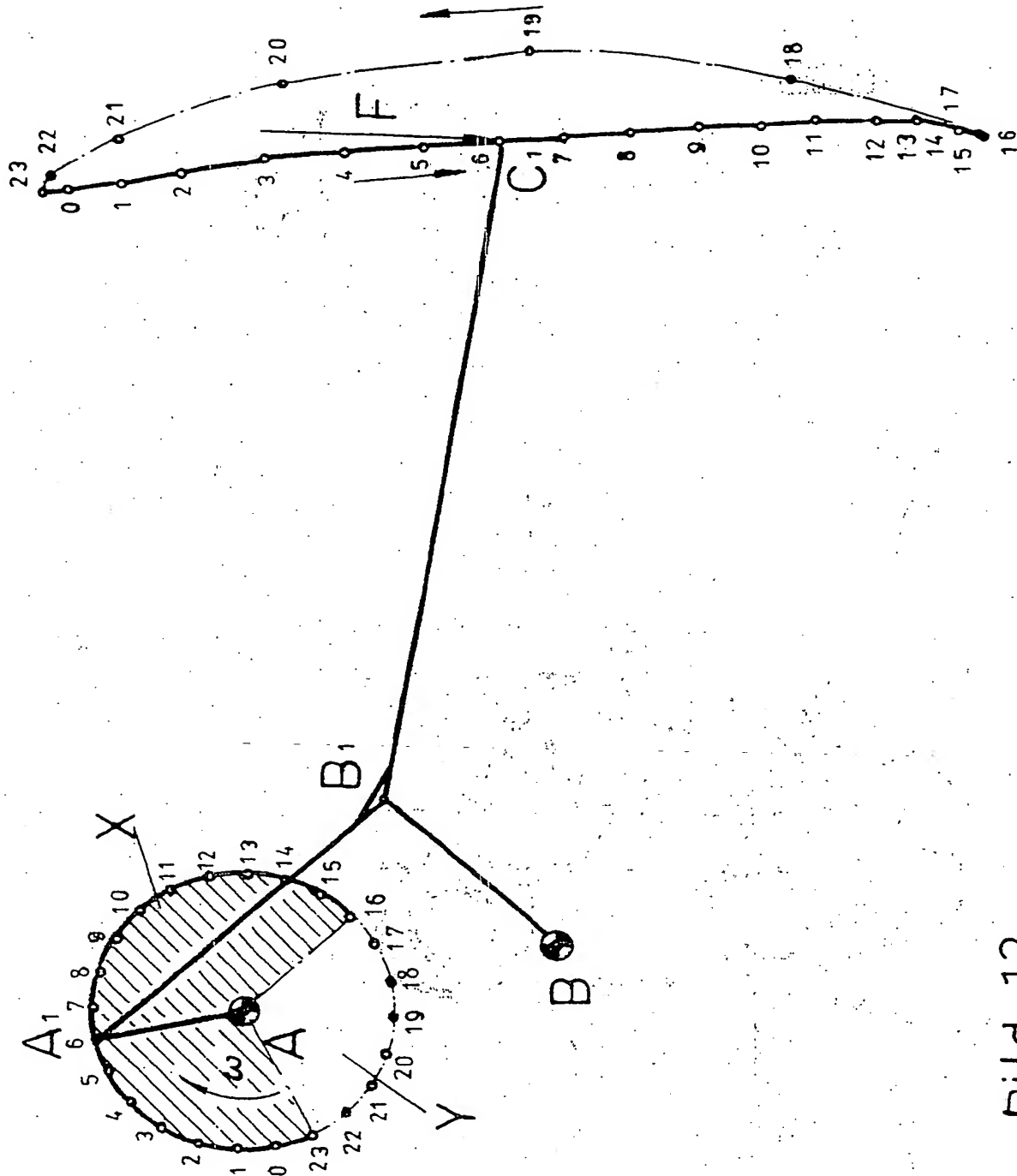


Bild 13

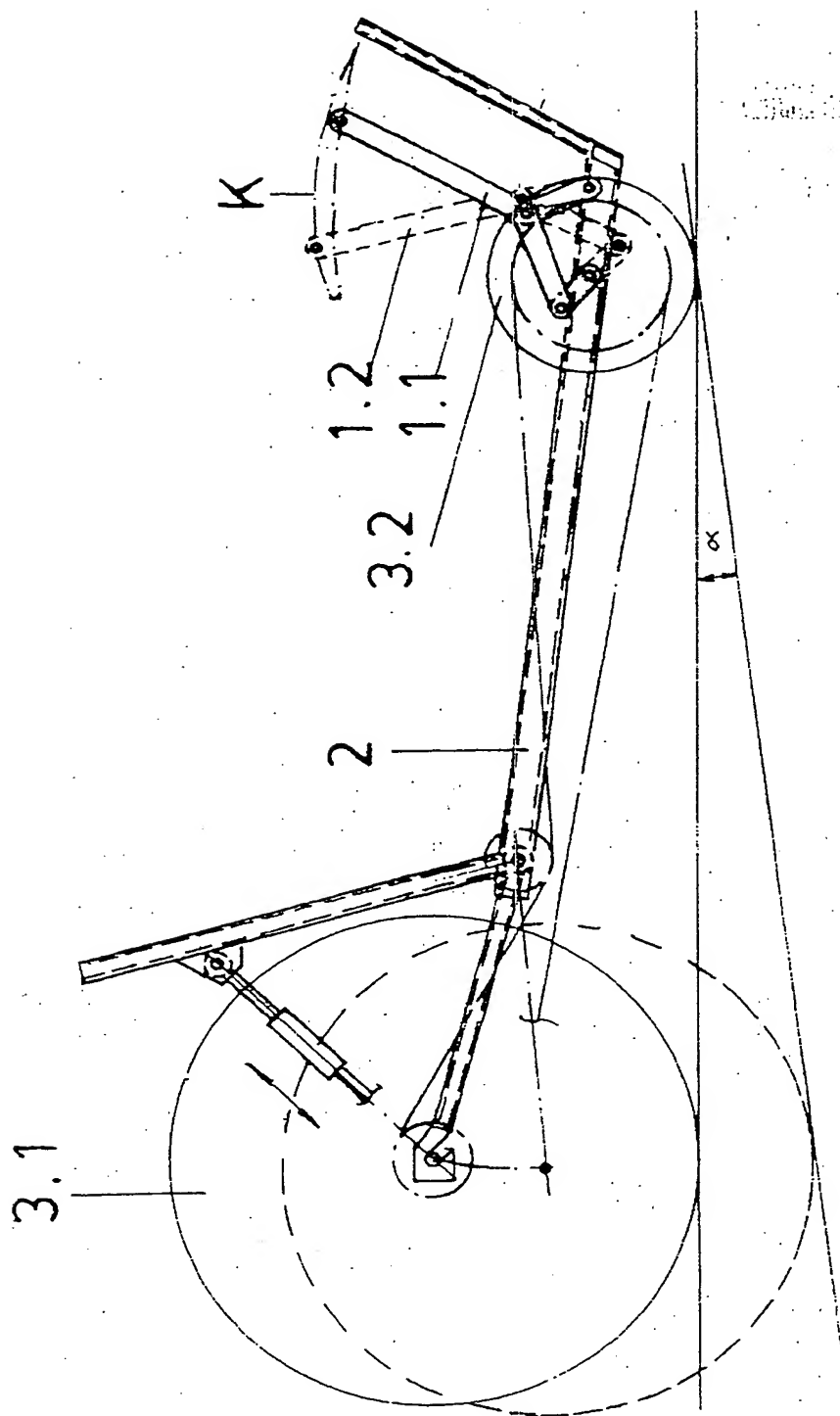


Bild 14